

**JP9093972**

**Title:  
DAMPER CONTROLLER**

**Abstract:**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To enable damping and speed stabilization by estimating the temperature difference of a torsional shaft with the view of damping control of a torsional shaft and the stabilization of the load speed, and feeding back the torque differential compensation and the load speed. **SOLUTION:** This damper controller is so constituted as to perform the feedback of the torque differential compensation and the load speed, by passing the disturbance torque estimate being the output of a torque sensor, or the output of an equivalent disturbance observer 14 through the reverse system 11 of the torsional shaft thereby estimating the speed difference  $\Delta \omega_h$  of the torsional shaft.

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-93972

(43)公開日 平成9年(1997)4月4日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号　　内整理番号

厅内整理番号

F I  
H02P 5/00

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 2 OJ (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平7-241636

(22) 出願日 平成7年(1995)9月20日

(71)出願人 000003115  
東洋電機製造株式会社  
東京都中央区八重洲2丁目7番2号

(72)発明者 藤川 淳  
神奈川県大和市上草柳字扇野338番地1  
東洋電機製造株式会社技術研究所内

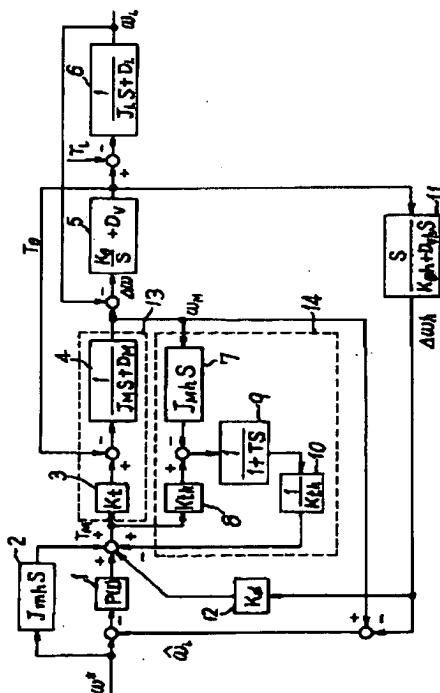
(74)代理人 弁理士 杉村 瞳秀 (外5名)

(54) 【発明の名称】 制振制御装置

(57) 【要約】

**【課題】** ねじり軸系の制振制御と負荷速度の安定化を目的としてねじり軸の速度差を推定し、トルク微分補償と負荷速度のフィードバックをして制振し、速度安定を図る。

【解決手段】 トルクセンサ出力、あるいは等価外乱オブザーバ14の出力である外乱トルク推定値を、ねじり軸の逆システム11を通すことによりねじり軸の速度差 $\Delta\omega_h$ を推定し、トルク微分補償と負荷速度のフィードバックをする構成である。



(2)

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 電動機と負荷とが弾性体要素で結合されているシステムにおいて、電動機速度を検出する手段と、ねじり軸に発生する軸トルクを検出する手段と、該手段によるトルク検出値とねじり軸系の逆システムにより電動機と負荷との速度差を演算推定する手段と、を具え、前記手段により得られる速度差推定値に微分ゲインを乗じて電動機のトルク指令にフィードバックし、且つ該推定値と電動機速度検出手段より得た電動機速度検出値とから負荷速度を演算し、速度指令にフィードバックして速度制御系を構成したことを特徴とするねじり軸系の制振制御装置。

【請求項 2】 ねじり軸に発生する軸トルクを検出しないでトルク指令と電動機速度とからねじり軸トルクを推定する等価外乱オブザーバを構成し、該オブザーバより得られた外乱トルク推定値を請求項 1 記載のトルク検出値として請求項 1 記載の速度制御系を構成したことを特徴とするねじり軸系の制振制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】産業応用モータドライブシステムにおいては、一般に電動機と負荷機との間のトルク伝達機構に弾性体要素が含まれ、電動機や負荷機の慣性モーメントと関係してねじり軸系を構成している。通常はトルク伝達機構が剛結合のため、共振系による制御への影響は無視できるが、柔結合の場合には無視できない。柔結合の系に対して通常よく用いられている比例積分制御（P I 制御）を適用し、その即応性を高めようとすると、軸のねじり振動が生じる。また、外乱トルクや系のパラメータの変動が大きい場合に悪影響を与える。

【0002】このような問題を解決するため、ねじり軸\*

$$\left. \begin{array}{l} \mathbf{x} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{T}_m + \mathbf{E}\mathbf{T}_L \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \end{array} \right\} \quad (1)$$

ここで、

## 【数2】

\* 系のねじり振動を抑制し、且つ負荷機の速度制御を安定化する制御方式を発案した。

## 【0003】

【従来の技術】弾性体をもつ軸に直結された誘導電動機と負荷の速度制御系は図 3 のようなねじり系を構成する。図中の各符号は以下の意味を表す。

$\omega^*$  : 速度指令

$T_{M(I)}$  : 速度 P I 制御部

$T_M$  : トルク指令

10  $K_t$  : トルク発生係数

$J_M$  : 電動機のイナーシャ

$D_M$  : 電動機のダンピング

$\omega_M$  : 電動機速度

$\omega_L$  : 負荷の速度

$T_\theta$  : ねじりトルク（トルクセンサ出力）

$K_\theta$  : ねじり軸の弾性係数

$D_\theta$  : ねじり軸のダンピング

$J_L$  : 負荷のイナーシャ

$D_L$  : 負荷のダンピング

20  $T_L$  : 負荷トルク

【0004】図 3 に示した制御系は、速度 P I 制御部 1 と、インバータ部（トルク係数発生部）3 及び電動機部 4 から成る電動機部制御対象 1 3 と、ねじり軸部 5、及び負荷機部 6 とから構成されている。電動機の応答はねじり軸系の応答に比べてはるかに速いので、図 3 のトルク発生係数  $K_t$  は時間遅れのないものとした ( $K_t = 1$ )。速度制御をこのねじり系に適用すると、電動機や負荷や軸のダンピングはきわめて小さいため、実用上無視して、状態変数をねじりトルク（トルクセンサ出力） $T_\theta$ 、電動機速度  $\omega_M$ 、負荷の速度  $\omega_L$  とすると、(1) 式のような状態方程式が得られる。

## 【数1】

(3)

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} T\theta \\ \omega_L \\ \omega_m \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & -K\theta & K\theta \\ 1/J_L & 0 & 0 \\ 1/J_m & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_L/J_L \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = [0 \ 0 \ 1]$$

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 \\ -1/J_L \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$S(S^2 + \omega_0^2) = 0$$

のように求められ、共振周波数  $\omega_0$  は (3)式となる。 \* \* 【数4】

$$\omega_0 = \sqrt{K\theta / ((1/J_m) + (1/J_L))} \quad (3)$$

【0006】明らかにこの系自体が共振系である。また、回転速度の即応性の向上を図るために、PIゲインを上げていくと、共振周波数  $\omega_0$  付近で軸のねじり振動が起こることが確認されている。

【0007】ねじり振動が起こると、軸のねじ切り、軸シャフトの破損等の危険が生じて、従来の即応性の高いアクティブなねじり防振制御はPI制御では実現不可能とされ、共振周波数  $\omega_0$  より制御応答周波数を低くし(PIゲインを下げ応答を遅くする)、急激な変動を与えないよう制御されていた。また、一方、軸の弾性係数を大きくして、共振周波数  $\omega_0$  を高くし振動が起きないようにしていた。

#### 【0008】

【発明が解決しようとする課題】このように、従来のPI制御ではアクティブなねじり系制振制御の実現は不可能であった。軸のねじり振動を抑制して、負荷速度の制御応答性を改善するために、最近、状態フィードバック制御をこのねじり系に適用し、特性改善が試みられているが、この場合は系のすべての極を所望の安定な配置にしなければならないので、防振はされるがアクティブな特性は得にくい。さらに、外乱やパラメータの変動に対するロバスト性が良くなかった。状態フィードバック制御の原理に関しては多くの文献に説明されているので、ここでは解説しない。

【0009】一方、先に述べたように、状態フィードバック制御より一層アクティブに振動抑制を実現する方法として、等価外乱オブザーバを適用した方式がある。これについてはすでに特開平3-25505号等で出願している。すなわち、図4に示したように、電動機速度  $\omega_M$  とトルク指令  $T_M$  とを入力とする等価外乱オブザーバ部14を設けて外乱トルクを推定し、その出力をインバ

(3)

【0005】この特性方程式は  
【数3】

4

(2)

20 一タ部3へのトルク指令にフィードバックしている。同時に速度指令  $\omega^*$  を入力とするフィードフォワード部2を設けて、その出力を同じくインバータ部3へのトルク指令にフィードフォワードしている。この方式では、負荷速度の情報を知る必要があったり、電動機速度は安定にならなくても負荷速度を安定にはできなかった。

#### 【0010】

【課題を解決するための手段】上記の問題を解決するために、以下の3点について述べる。

【0011】1. 軸のねじり振動が共振周波数  $\omega_0$  付近で発生しているときのトルクセンサ等による軸トルク検出手段によって得られる信号と電動機速度検出信号との状態を見ると、共振周波数  $\omega_0$  付近ではトルクセンサ信号の方が電動機速度信号より変化の度合いが大きく、検出し易い点があげられる。これは速度差 ( $\omega_M - \omega_L$ ) の時間変化分、すなわち微分値がトルクの変化に相当しているためで、 $\omega_0$  が大きくなれば必然的にトルクの変化分は大きく出力されるので、この出力を積極的に制御に使い、上記問題点の解決手段とする。ここでは、ねじり軸系の逆システム部に掛けることで、微分演算する手段で速度差推定値を得る。また、速度差推定値に微分ゲインを掛けて電動機のトルク指令にフィードバックすることでトルク微分補償系が簡単に構成できる。

【0012】2. 産業応用モータドライブシステムにおいて、ねじり系のフィードバック速度制御系の場合、実際にはトルク伝達機構に例えばギアやミッション等が介在すると、負荷速度  $\omega_L$  を検出することは困難なことが多い。負荷速度  $\omega_L$  を検出しないで、電動機速度とトルクセンサ信号、あるいは電動機速度とトルクを推定する等価外乱オブザーバを構成し、該オブザーバより得られた外乱トルク推定値により速度差を演算することで、問

(4)

題点の解決手段が図れる。

【0013】3. トルク指令と電動機速度からねじり軸トルクを推定する等価外乱オブザーバは、ねじり軸系のバネ定数がある程度硬い場合は外乱をキャンセルし、電動機速度のロバスト安定性は好特性を発揮するが、バネ定数が柔らかくなるにつれ負荷速度はねじり共振により\*

$$d\theta/dt = K\theta \cdot (\omega_M - \omega_L)$$

【0015】この式より、

$$\omega_M - \omega_L = 1/K\theta \cdot ST\theta$$

が成り立つ。(5)式によれば、速度差はねじりトルク  $T\theta$  の微分値に比例する。これをブロック化すると、ブロック線図である図5の速度差を推定するねじり軸の逆システム部11のブロックが得られる。

【0016】ねじり系の電動機と負荷の速度差 ( $\omega_M - \omega_L$ ) を推定するために、ねじりトルク  $T\theta$  情報として、トルクセンサ信号、あるいはトルク入力指令と電動機速度とから等価外乱オブザーバを構成し、推定された外乱トルク推定値を得て、これを図5の速度差を推定するねじり軸の逆システム部11に掛ける。こうして得られる速度差推定値に微分ゲイン  $K_d$  を掛けて、電動機のトルク指令にフィードバックする。さらにこの速度差推定値を速度フィードバック信号に付加する。ここで、等価外乱オブザーバによるキャンセレーションの手法と同様に外乱トルク推定値をトルク指令に付加し、外乱トルクをキャンセレーションすることは勿論である。

【0017】

【実施例】本発明にかかるねじり軸系速度フィードバック制御とキャンセレーション制御の一実施例についてのブロック線図を図1及び図2に示す。例示のねじり軸系の各符号及び変数は前と同様である。

【0018】図1は、ねじり軸系の速度フィードバック系で、速度P I制御部1、フィードフォワード制御部2、インバータ部(トルク係数発生部)3、電動機部4、ねじり軸部5、及び負荷機部6より構成されたねじり共振システムである。この共振システムに等価外乱オブザーバ部14とフィードフォワード部2とが適用されている。等価外乱オブザーバ部14は、電動機の逆システム部7と、インバータ部(トルク係数)ノミナル値部8と、一次遅れフィルタ9、及びインバータ部(トルク係数)ノミナル値の逆数部10とで構成されている。

【0019】この系のねじりトルク(トルクメータ検出値)  $T\theta$  をねじり軸の逆システム部11を通すことにより、電動機と負荷との速度差 ( $\omega_M - \omega_L$ ) =  $\Delta\omega_h$  を推定する。この速度差推定値にブロック12において微分ゲイン  $K_d$  を掛けて、電動機のトルク指令  $T_M$  にフィードバックする。一方、速度フィードバック値  $\omega_M$  に前記の推定された速度差を付加して

【外1】

$\hat{\omega}_L$

(6)

\*安定性を失うけれども、上記トルク微分補償や速度差補正を追加することでねじり振動を格段に制限できる。

【0014】

【発明の実施の態様】従来の技術で示した状態方程式より、

【数5】

$$d\theta/dt = K\theta \cdot (\omega_M - \omega_L) \quad (4)$$

※※【数6】

$$\omega_M - \omega_L = 1/K\theta \cdot ST\theta \quad (5)$$

として速度P I制御部1への速度指令にフィードバックする。このように、等価外乱オブザーバによる外乱推定トルクのキャンセレーションをさせるようすることにより、外乱にロバストで且つねじり振動による速度の差分を容易に補償できる制振制御装置を得ることができる。なお、フィードフォワード部2は指令変動追従をよくするために設けている。

【0020】この図1から明らかなように、等価外乱オブザーバ部14とフィードフォワード部2とは、ねじり軸の逆システム部11とまったく独立したものであるから、本発明による制振制御装置は等価外乱オブザーバ部14とフィードフォワード部2との双方又はいずれか一方を削除しても成立する。

【0021】次に、トルク検出をしないでも図1に示した制振制御装置と同様な制御性能を期待できる制振制御装置を図2に示す。すなわち、トルク指令値  $T_M$  と電動機速度  $\omega_M$  とからねじりトルクを推定する等価外乱オブザーバ部14の出力である外乱トルク推定値

【外2】

を、ねじり軸の逆システム部11を通すことによって、電動機と負荷との速度差  $\Delta\omega_h$  を推定する。その後は図1の場合と同様に速度フィードバック値  $\omega_M$  に前記の推定された速度差  $\Delta\omega_h$  を付加し、且つトルク指令  $T_M$  にはねじり軸の逆システム部11の出力に微分ゲイン  $K_d$  を掛けてフィードバックしてキャンセレーションをさせるようとする。このようにしてフィードバック速度制御系を構成させ、ねじり軸系の制振制御が可能となる。

【0022】

【発明の効果】従来、外乱トルクを推定するために、ねじり系の状態検出器として、電動機、負荷機の両方に速度センサが必要であった。しかし、トルク伝達機構に例えばギヤやミッショング等が介在すると、負荷速度  $\omega_L$  を検出することが困難な場合が多い。ねじり軸の逆システム部11を用いることにより、トルクメータ検出値である  $T\theta$ 、または等価外乱オブザーバ部14の出力である外乱トルク推定値から、負荷速度  $\omega_L$  を検出しないで電動機速度  $\omega_M$  と負荷速度  $\omega_L$  との速度差  $\Delta\omega_h$  を得ることにより、センサが不要になり、コストも下がる。また、ねじり軸の逆システム部11のみでも、トルク微分補償と負荷機の速度特性の改善が図れ、簡単に制御系が構成

(5)

7

できる。

【0023】等価外乱オブザーバ部14の出力をねじり軸の逆システム部11の入力として用いる場合には、トルクセンサが不要になるのでコスト的に有利であり、オブザーバによる補償機能が効果的に作用して、外乱やパラメータの変動に対するロバスト性が良くなる。特に、ねじり軸の逆システム部11で使うパラメータであるねじり軸の弾性係数 $K_\theta$ 、ねじり軸のダンピング $D_V$ は、一般にはパラメータ変動がないと考えられるので、実測値またはノミナル値( $K_\theta h$ 、 $D_V h$ )を設定するだけでよいので有利である。また、これは近似微分系となっているので扱い易く物理的にも理解し易い。

【0024】本発明によれば、外乱トルクの直接値または推定値からねじり速度差を推定して、トルク微分補償と負荷速度とをフィードバックして速度制御系を構成しているので、ねじり振動によるトルクの振動の抑制と、速度フィードバック制御によりアクティブで且つロバスト、安定な制振制御装置の実現が可能である。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】トルクセンサを利用した、本発明にかかる制振制御装置の一実施例のブロック線図である。

【図2】トルクセンサを使用せず、等価外乱オブザーバ出力信号を用いた場合の本発明にかかる制振制御装置の

一実施例のブロック線図である。

【図3】ねじり共振系をもつ電動機の基本速度制御系のブロック線図である。

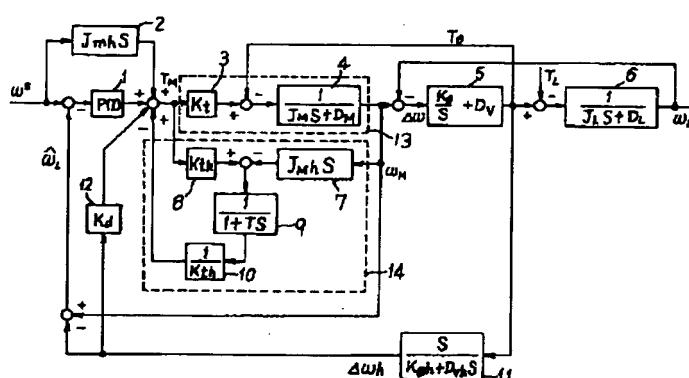
【図4】従来の等価外乱オブザーバを使用した場合の速度制御ブロック線図である。

【図5】ねじり軸の逆システムを適用して速度差を推定するブロック線図である。

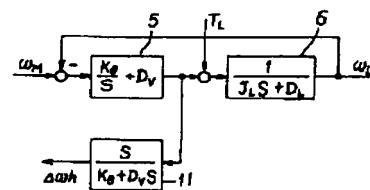
#### 【符号の説明】

- 1 速度P I制御部
- 2 フィードフォワード部
- 3 インバータ部(トルク係数発生部)
- 4 電動機部
- 5 ねじり軸部
- 6 負荷機部
- 7 電動機の逆システム部
- 8 インバータ部(トルク係数)ノミナル値部
- 9 一次遅れフィルタ
- 10 インバータ部(トルク係数)ノミナル値の逆数部
- 11 ねじり軸の逆システム部
- 12 微分ゲイン $K_d$
- 13 電動機部制御対象
- 14 等価外乱オブザーバ部

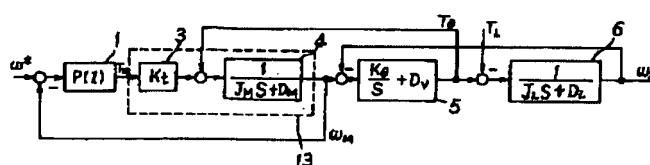
【図1】



【図5】

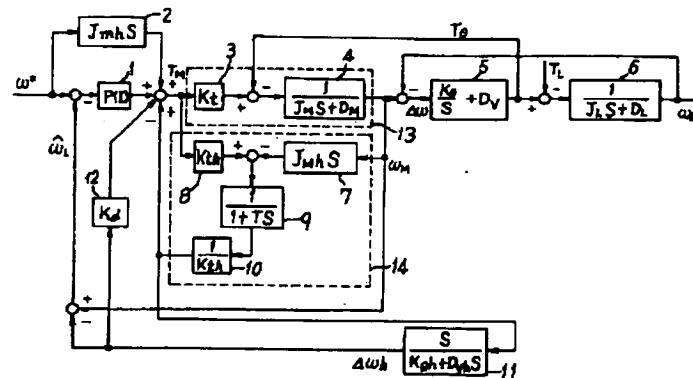


【図3】



(6)

【図2】



【図4】

